

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号  
特開2002-317789  
(P2002-317789A)

(43) 公開日 平成14年10月31日 (2002. 10. 31)

(51) Int.Cl.<sup>7</sup>  
F 0 4 D 17/04

識別記号

F I  
F 0 4 D 17/04

ターム(参考)

A 3 H 0 3 1  
C

審査請求 未請求 請求項の数4 書面 (全 7 頁)

(21) 出願番号 特願2001-161462(P2001-161462)

(22) 出願日 平成13年4月20日 (2001. 4. 20)

(71) 出願人 391052345

ローヤル電機株式会社  
埼玉県大里郡川本町白草台2909番地の61

(72) 発明者 水野 知博

埼玉県大里郡川本町白草台2909 ローヤル  
電機株式会社川本工場内

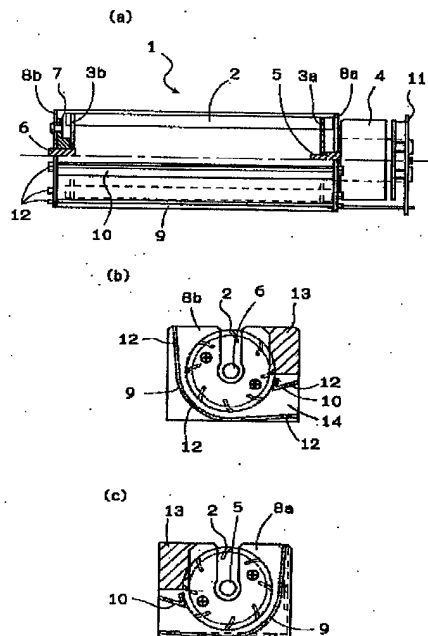
Fターム(参考) 3H031 AA01 BA01 BA11 BA32

(54) 【発明の名称】 超小型横流ファン

(57) 【要約】 (修正有)

【課題】 狭い空間の中でも十分な風量を得ることが出来る超小型横流ファンを提供すること。

【解決手段】 間隙が大略20mm未満の狭い空間に設置され、羽根車2外径が20mm~6.5mmの範囲であって、羽根車外周におけるブレードの相互間隔を4.5mm~8mmの範囲に設定するとともに、ガイドウォール9と羽根車の回転軸6中心との垂直距離が、羽根車の外径をDとした場合、0.55~0.65Dの範囲に設定することとを特徴とする。羽根車を軸支する側板8a, 8bに切欠き部13を設けて吸気の流入抵抗を削減するとともに分離板を配置して吸気と排気効率を高める。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 羽根車外径が20mm～6.5mmの範囲であって、羽根車外周におけるブレードの相互間隔を4.5mm～8mmの範囲に設定したことを特徴とする超小型横流ファン。

【請求項2】 排気が水平方向に排出されるときガイドウォールと羽根車の回転軸中心との垂直距離が、羽根車の外径をDとした場合、0.55～0.65Dの範囲である請求項1に記載の超小型横流ファン。

【請求項3】 羽根車を軸支する側板の吸気側部分に切欠き部を設けたことを特徴とする請求項1又は2のいずれか1項に記載の超小型横流ファン。

【請求項4】 吸入風の一部又は全部と吐出風を分離するための分離機能を有する部材を配置したことを特徴とする請求項1～3のいずれか1項に記載の超小型横流ファン。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、向き合って配置される平板状部材の間隔が大略20mm未満の狭い空間で用いられる超小型横流ファンに関する。

## 【0002】

【従来の技術】従来、横流ファンは、羽根車の外径が30mm程度のものが最小であった。この程度の大きさでは、最も期待されているノート型パソコンのマイクロプロセッサ（以下、MPUと称す）の冷却用としては大きすぎるため、最大でも羽根車の外径が20mm未満で、ケーシングもできるだけ羽根車の外径に近い大きさが望まれていた。しかしながら、これまでの技術では羽根車の外径に対して、ケーシングがかなり大きくなってしま

う。また、部品が密集した狭い空間で使用すると、排気を直ちに吸入する、いわゆるショートカットを生じ、冷却能力を著しく減少させる結果を招いていた。

【0003】横流ファンを考察した技術専門書によれば、羽根車とスタビライザ及びガイドウォールの関係を3種類に大別して説明しているが、そのうちで横流ファンの高さが比較的小さくまとめられ、且つ吸気と排気が同じ側で行われる例を図10に示した。羽根車102の直径Dを仮に18mmとすれば、ガイドウォール109に至る回転軸心からの垂直距離は16.2mmとなり羽根車の上縁の高さはD/2を加算して25.2mmとなる。110はスタビライザでほぼ45度傾いた位置にある。しかし、ノート型パソコンの形状上の要求から底板と天板の間隔が20mm以下に抑えたいとするために、上述した形状から比例的に縮小した場合、羽根車の直径は14.4mmとなり、実用上必要な風量5C.F.M（風量の単位C.F.M.は、 $\text{feet}^3/\text{min}$ であり、0.0282 $\text{m}^3/\text{min}$ に換算される）を得ようとすると、回転速度は10000r/min以上は必要となり、モータ及び軸受も特殊な構造を取る必要があ

る。更に羽根車の剛性と振動及び風切り音にも問題が生じ実施が極めて困難になる。上記風量5C.F.M.は周囲に障害物のない状態で吹き出す風量を示す数値であり、閉塞された狭い空間に置いたときでもあまり風量が減少しないことが求められる。本発明はこれらの状況に鑑み羽根車の外径が20mm未満の横流ファンを検証した結果を提案するものである。

## 【0004】

【発明が解決しようとする課題】解決しようとする課題は、狭い空間の中でも十分な風量を得ることが出来る超小型横流ファンを提供することである。

## 【0005】

【課題を解決するための手段】本発明は、羽根車外径が20mm～6.5mmの範囲であって、その羽根車外周におけるブレードの相互間隔を4.5mm～8mmの範囲に設定したことを特徴としており、横流ファンの上部面と下部面とが狭い間隔でほぼ並行に配置される平板状部材で閉塞されるような、通常の横流ファンではその性能が著しく減殺される環境においても、著しく風量が減少することのない性能を持つことを特徴とする超小型横流ファンを提供するものである。ここでいう超小型横流ファンとは、通常の大きさの横流ファンからの比例又は類推では十分な性能が得られない領域の小型横流ファンのことである。

【0006】ところで、一般的に横流ファンでは、羽根車のブレード幅Wは、羽根車外径Dに対して、大略  $W = 1.119 \times D^{0.49}$  の関係を持つときに、最高の性能が得られることが経験的に確かめられている。図6において、黒点は種々の条件の横流ファンにおいて風切り音が少なく最も風量の大きい最良の構成を有するときの実測値であり、前出の数式による曲線とはほぼ一致した結果を示して、羽根車外径が20mm以下の超小型横流ファンにも適用されることが判る。しかしながらこの図6ではブレードの幅のみで、ピッチを読みとることはできない。そこで、同じく良好な性能が得られる横流ファンの羽根車外径とブレードの外周ピッチとの関係を見ると、図7に示すように、羽根車外径が20mm以下の小型ファンと、それより大きい外径のファンでは大きく異なっており、羽根車の外径が20mm以下のファンでは、それより大きいファンから想定される外周ピッチよりも大きなピッチにしないと良好な性能が得られない。更に、羽根車外径が20mm以下の小型ファンがそれより大きいファンと比べて著しく特殊である状況は、図8(a)からも明確である。この図は最良の性能が得られるブレードの外周ピッチとブレードの幅Wの比率を羽根車外径に対する関係で描いたものである。羽根車外径が20mm以下になるとブレードの外周ピッチをブレード幅に対して大きくしないと最高の性能が得られないことを示している。図8(b)はブレード幅Wとピッチとの測定位置を示す。

【0007】また横流ファンの構造上の制約から、小型の程度にも下限がある。横流ファンは、その内部に偏心渦が生成されないと機能を発揮することができない。偏心渦とその外気の境界層の最低厚さは1mm程度は必要であるから、横流ファンの羽根車のブレードの内側の径の最小値は2mm程度となる。これと上記の図6に示す式から決まるブレードの幅、及びブレードの取付角 $26^\circ$ （ブレードが半径方向と成す角度）程度を採用すると、詳細な理論式は省略するが、理論上横流ファンとしての最小羽根車外径は6.5mmとなり、この範囲を実用範囲とし、実施例でそれを実証した。従って、本発明では羽根車外径が20mm～6.5mmの横流ファンに、それ以上の大きさのファンとは異なる特殊なファンとして、上記の寸法関係を与え、超小型横流ファンとしている。実際に、羽根車外径を6.5mmとした場合に実用されうる風量を得ようとすると、ブレード幅が2.8mmで4枚が適正であり、ブレードの外径ピッチは4.6mm、内径ピッチは2mmとなり、空気粘性を考慮すると空気が流れ込む空隙としては最小となる。なお上記のブレードの取付角は、実績値としても $26^\circ$ が適しており、実用範囲としては $25^\circ \sim 28^\circ$ である。

【0008】請求項2の発明は、狭い間隔でほぼ並行に配置される平板状部材で閉塞されるような環境においても、著しく風量が減少することのない性能を持つ超小型横流ファンとして、排気がほぼ水平方向に排出されときのガイドウォールと羽根車の回転軸中心との垂直距離が、羽根車の外径をDとした場合、 $0.55 \sim 0.65D$ の範囲であることを特徴としており、従来の例が $0.9D$ としているのに比べると、羽根車とガイドウォールとの位置関係も特殊なものになっている。その理由としては本発明が狭い空間に設置されることを条件としており、羽根車の上方が開放されない環境の中で、できるだけ大きな外径の羽根車を使用して風量を稼ぐための条件を試行錯誤して知見した結果であり、その詳細は実施例の中で述べる。

【0009】そして、請求項3の発明では羽根車を軸支する側板の吸気側部分に切欠き部を設けて排気側と吸気側の空気の流れを明瞭に分別して互いの干渉を減少させて、吸気抵抗を削減している。羽根車の上方が閉塞されているために空気の流入が著しく制限されるので、側板を遠回りして流れ込む空気が切欠き部を通じて羽根車に流れ込むので、障害が少なく羽根車に流入する空気の量が増加し、結果として排気量を増大させることができる。

【0010】更に、請求項4の発明では、吸入風の一部又は全部と吐出風を分離する分離機能を有する部材を配置したことを特徴としており、平板状部材で閉塞され、吸入風と吐出風とが同じ側で平行に、反対向きに流れる環境においては、吐出風の一部が直ちに吸引されてしまい、冷却性能を損なう場合が多いため、それを避けるた

めに、吸入風と吐出風を確実に分離するための分離板を設置したものである。この分離板は、単なる分離作用を持つだけの平板のようなものに限定されず、少なくともいずれか一方をヒートシンクの形状としたものでよい。

【0011】

【発明の実施の形態】本発明を実施例に基づき図面を用いて説明する。図1(a)は本発明の超小型横流ファン1の正面図であり、(b)図は左側面図、(c)図はモータなどを削除した右側面図である。羽根車2の片側はブレード固定円盤3aがモータ4の回転軸5に固定され、他の側は回転軸6がブレード固定円盤3bに固定されて、軸受7にて軸支される。8a、8bは側板でガイドウォール9とスタビライザ10が嵌合され筐体を構成する。側板8aから延長部材を経てモータ固定板11が設けられモータ4をねじ止めしている。側板とガイドウォール、スタビライザの嵌合は側板の所定位置に矩形的嵌合孔を設けこれにガイドウォール、スタビライザの側端に突起を設けて前記嵌合孔に挿入し突き出した部分を捻って嵌合する構造である。

【0012】

【実施例】本発明の特徴を側面図を用いて説明する。図1(b)の左側面図において側板8bは長方形の板で中央に回転軸6を差し込むための切除溝があり、ガイドウォール9及びスタビライザ10を嵌合固定するための嵌合孔12が所定の位置に設けられ、これらが納まるだけの広さを有している。側板8bは本来長方形であるが、本発明では特にハッチングで示した切欠き部13を設けて吸気側の空気の流れを増大させるとともに、ガイドウォールとスタビライザがつくり出す排気口14を隔設する効果を有している。その模様を図2(a)に斜視図で示す。図示していないが平板状部材として底板と天板が横流ファン1の上下に配置されている状態で、排気Aはスタビライザ10とガイドウォール9及び側板8bに囲まれた排気口14から吹き出す、スタビライザ10の上方と天板で囲まれた空間から吸気Bは流入する。吸気は羽根車2の正面側から流入するものと側板8bの側面近傍を通り羽根車に流入するものがあり、側板に切欠き部13を設けたので抵抗が少なく吸気の流量を増加させる。切欠き部13の形状としては、図2(b)に示すように羽根車の外径に沿って切除した切欠き部13a及びスタビライザ10を取着する上面を切除した切欠き部13bなど超小型横流ファン1がパソコンなどに組み込まれた周囲の状況により適宜用いられる。左側板8bについて述べたが右側板8aについても同様に用いられる。上述した切欠き部の効果は大きく実測した結果を表1及び表2に示す。風量の単位C. F. M. は、 $\text{feet}^3/\text{min}$ であり、 $0.0282\text{m}^3/\text{min}$ に換算される

【0013】

【表1】

| 隙間と風量、静圧の関係 (ケーシング切り欠き 有り) |      |          |                         |                 |
|----------------------------|------|----------|-------------------------|-----------------|
| 入力電圧                       | 隙間   | 風量       | 静圧                      | 変化割合(注1)        |
| V                          | H    | Qt       | P                       | Qt / Q free air |
| [V]                        | [mm] | [C.F.M.] | [inch-H <sub>2</sub> O] |                 |
| 6.4                        | 20   | 3.83     | 0.034                   | 0.77            |
| 6.4                        | 21   | 4.33     | 0.036                   | 0.87            |
| 6.4                        | 22.5 | 4.55     | 0.046                   | 0.91            |
| 6.4                        | 25   | 4.75     | 0.051                   | 0.95            |
| 6.4                        | ∞    | 5.03     | 0.053                   | 1.00            |

回転速度 7600r/min

(注1) free air (H=∞) 時の風量QtをQ free airとする。

【0014】

\*10\*【表2】

| 隙間と風量、静圧の関係 (ケーシング切り欠き 無し) |      |          |                         |                 |
|----------------------------|------|----------|-------------------------|-----------------|
| 入力電圧                       | 隙間   | 風量       | 静圧                      | 変化割合(注1)        |
| V                          | H    | Qt       | P                       | Qt / Q free air |
| [V]                        | [mm] | [C.F.M.] | [inch-H <sub>2</sub> O] |                 |
| 6.4                        | 20   | 3.64     | 0.033                   | 0.73            |
| 6.4                        | 21   | 4.2      | 0.035                   | 0.84            |
| 6.4                        | 22.5 | 4.55     | 0.044                   | 0.91            |
| 6.4                        | 25   | 4.51     | 0.049                   | 0.90            |
| 6.4                        | ∞    | 5.03     | 0.053                   | 1.00            |

回転速度 7600r/min

(注1) free air (H=∞) 時の風量QtをQ free airとする。

【0015】表1の測定状況は図3(a)に示すように切欠き部を設けた側板を用いている。表2は図3(b)に示すように切欠き部を設けない場合である。これらの表で注目すべき点は天板のない状態で風量が5.03 C. F. M. と要求値を越えているが、天板と底板の間隔Hが20mmの高さにある場合の変化割合、Qt / Q (free air) の数値が0.73から0.77に改善されている点であり、切欠き部の効果が認められ、狭い空間においても風量の減少率が少なくなることを実証している。このときの羽根車の外径は17.2mmでブレードの枚数は8枚である。

【0016】次に、狭い間隔でほぼ並行に配置される平板状部材で閉塞されるような環境においても、著しく風量が減少することのない性能を持つための羽根車とガイドウォールの距離が風量に及ぼす影響について述べる。図4には、上下に配置される平板状部材の間隔Hの間に羽根車の外径が17.2mm～6.5mmの超小型横流ファンが設置される場合を示している。図中、羽根車の外径Dと羽根車の中心からガイドウォールまでの垂直距離Dgの比を%で示した。間隔Hが20mmのとき、最も風量の多い羽根車の外径が17.2mmの場合、Dg/Dが56.7%の位置であり、垂直距離0.567Dでこの時の羽根車の下縁とガイドウォールの間隔dは1.152mmであり小数点2位以下を四捨五入して1.2mmとして図5(a)に示した。この条件を異なる外径を有する羽根車に換算するとき羽根車の外径を基準にして倍率換算した結果を図5(b)、(c)、(d)に示した。しかし実際にはそれぞれの条件で最も風量の多いDg/D値は一定せず若干のずれが生じている。

【0017】平板状部材の間隔が20mmより狭い場合において、それぞれの間隔内に納められる羽根車の外径※50

※は可能な限り大きい方が風量の点では有利になると思われるが、羽根車の外径が17.2mmより小さいファンについて試験を繰り返すうちに、羽根車の上縁と上部の平板部材の間隔は風量にはあまり影響を及ぼさず、少なくとも0.5mm以上あればよいことが判明した。その原因の一つは先述の側板に設けた切欠き部の効果があるものと思われる。風量に最も影響を及ぼすのは、羽根車の中心からガイドウォールまでの垂直距離Dgであり、羽根車の外径が17.2、15、11、6.5mmについて図4に示した。風量が漸次少なくなることはやむを得ないがそれぞれに最適な垂直距離Dgが存在しており、その時のガイドウォールと羽根車の下縁との間隔dはそれぞれ1.3mm、0.9mm、0.9mmで()で図5に示してある。また実用できる風量の間隔dは0.3mm以上であった。これらの状況から最も狭い平板状部材の間隔は、羽根車の外径が6.5mmの場合で間隔dが0.9mm、上縁部の間隔0.5mmとして7.9mmが好適な限度であると判断している。羽根車の外径が6.5mmより小さい場合は先に述べたように極端に風量が少なくなり実用できないものである。上記羽根車の各外径におけるブレードの枚数は図7に基づき最も好ましい枚数を選んで図4中に()書きで示している。なお、上記の説明においてはガイドウォールの厚みを無視しており、実際には、平板状部材の間隔には、ガイドウォールの厚みを加算する必要がある。

【0018】吸気と排気が同じ側で行われるとき、排気の一部が吸気側に流れ込み排気量が減少する現象が認められる。これを防止するために図9(a)に示すような分離板15を切欠き部の下部に両側板にかけて配置している。突出する長さは周囲の状況によるが少なくとも5mmは必要である。この分離板はスタビライザの一部を延長した構造でもよい。また同図(b)に示すように発

熱部上に設置されるヒートシンク16を排気側に配置することにより吸気と排気の干渉を防ぐことができる。

【0019】

【発明の効果】以上述べたように、本発明の超小型横流ファンを用いれば間隙が20mm未満の閉塞した空間における吸気及び排気を広い幅で行うことができるので、ノート型パソコンの発熱部の空冷に適している。気流はほぼ並行に流れ満遍なく加熱された空気を押し流す特徴を有している。

【図面の簡単な説明】

【図1】(a)は本発明の超小型横流ファンの正面図であり、(b)は左側面図(c)は右側面図である。

【図2】(a)は本発明の横流ファンにおける吸気と排気を示す斜視図であり、(b)及び(c)は別の切欠き部を設けた側板の例を示す斜視図である。

【図3】(a)は表1に対応する切欠き部を有する超小型横流ファンの使用条件を示す説明図であり、(b)は切欠き部を有しない場合を示す説明図である。

【図4】本発明の超小型横流ファンにおける、羽根車とガイドウォールの距離が及ぼす風量への影響を示すグラフである。

【図5】本発明の超小型横流ファンにおける、羽根車とガイドウォールの距離を示す説明図である。

【図6】羽根車外径とブレード幅の関係を示すグラフで

ある。

【図7】羽根車外径とブレードの外周ピッチの関係を示すグラフである。

【図8】(a)は羽根車外径とブレードの外周ピッチ対幅の関係を示すグラフであり、(b)は測定位置を示す説明図である。

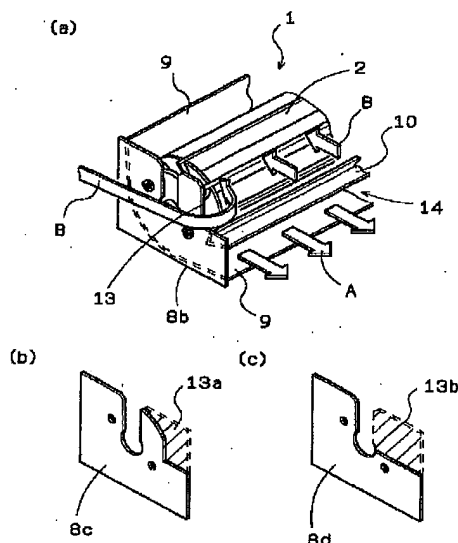
【図9】(a)は本発明の超小型横流ファンの効果を高める分離板の側面図であり、(b)はヒートシンクとの位置関係を示す側面図である。

10 【図10】標準的な横流ファンの構成部材の位置関係を示す説明図である。

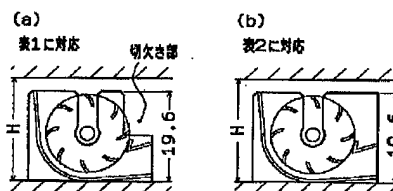
【符号の説明】

- 1 本発明の超小型横流ファン
- 2 羽根車
- 4 モータ
- 5 モータ回転軸
- 6 回転軸
- 7 軸受
- 8 a, 8 b 側板
- 9 ガイドウォール
- 10 スタビライザ
- 13 切欠き部
- 14 排気口
- 15 分離板

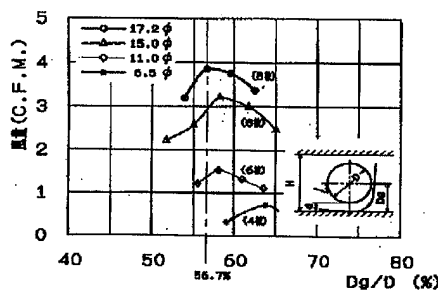
【図2】



【図3】

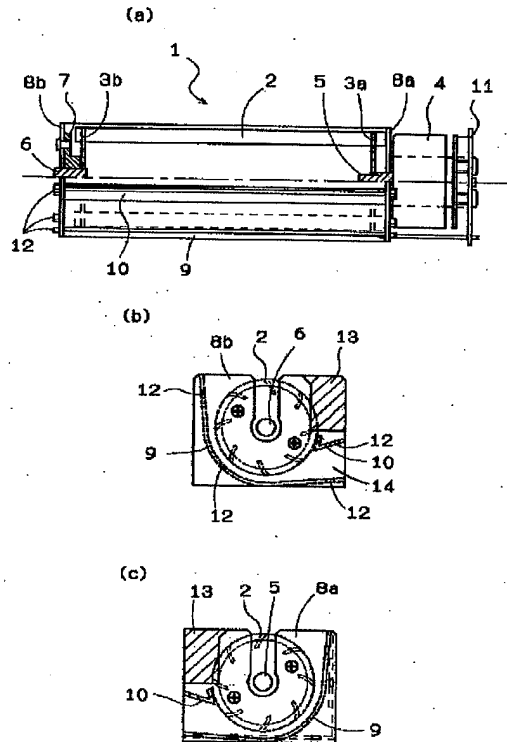


【図4】

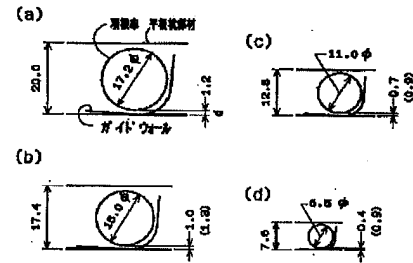


羽根車とガイドウォールの距離が及ぼす風量への影響  
(羽根車外径を基準にして一定の比率をもつ隔間に設置した場合)  
(回転速度 7600rpm)

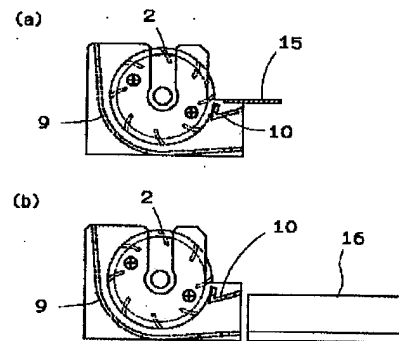
【図1】



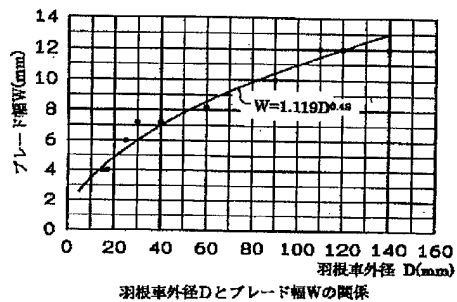
【図5】



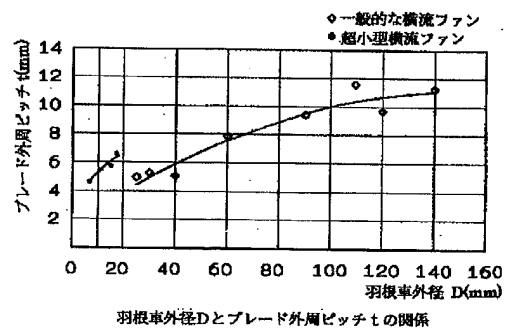
【図9】



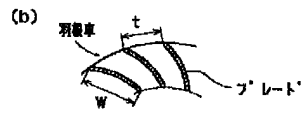
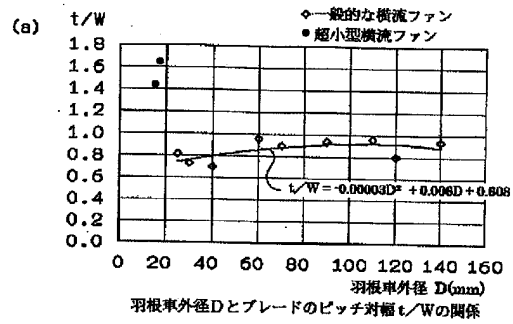
【図6】



【図7】



【図8】



【図10】

